

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Josip Radetić

Zagreb, 2012.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

IDEJNI PROJEKT KOMPRESORA ZA ZRAK

Mentor:

Prof. dr. sc. Mladen Andrassy, dipl. ing.

Student:

Josip Radetić

Zagreb, 2012.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Mladenu Andrassyju na pruženoj podršci i savjetima koji su mi pomogli pri izradi ovog rada

Josip Radetić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: Josip Radetić

Mat. br.: 0035167763

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Idejni projekt kompresora za zrak**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Preliminary design of an air compressor**

Opis zadatka:

Potrebno je izraditi idejni projekt kompresora za zrak sljedećih svojstava:

- nazivna dobava: $q_{vd} = 200 \text{ m}^3/\text{h}$
- nazivni omjer kompresije: $p_2/p_1 = 6$
- nazivna brzina vrtnje: $n = 33,3 \text{ s}^{-1}$
- stanje usisa: $p_1 = 1 \text{ bar}$, $\vartheta_1 = 27^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 60\%$

- za omjer potrošnje i dobave $\gamma = \frac{q_{vp}}{q_{vd}} = 0,8$ odabrati intermitenciju ukapčanja $\nu = \left(\frac{1}{\tau_u + \tau_i} \right)_{\text{max}}$

Projekt treba sadržavati proračun osnovnih dimenzija cilindra i konstrukcijski crtež kompresora u dvije projekcije te dimenzioniranje i proračun tlačnog spremnika na tlak.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
14. studenog 2011.

Rok predaje rada:
1. rok: 10. veljače 2012.
2. rok: 6. srpnja 2012.
3. rok: 14. rujna 2012.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 15., 16. i 17. veljače 2012.
2. rok: 9., 10. i 11. srpnja 2012.
3. rok: 19., 20. i 21. rujna 2012.

Zadatak zadao:

Prof.dr.sc. Mladen Andrassy

Predsjednik Povjerenstva:
Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK	VIII
1. UVOD: GLAVNI DIJELOVI I OSNOVNI POJMOVI VEZANI UZ KOMPRESOR S OSCILIRAJUĆIM STAPOM	1
2. PRINCIP RADA NA PRIMJERU IDEALNOG KOMPRESORA	3
3. TERMODINAMIČKE OSNOVE	4
3.1. Termodinamička svojstva zraka	4
3.2. Idealni plinovi	5
3.2.1. Jednadžba stanja idealnog plina	5
3.2.2. Jednadžba politrope	5
3.3. Termodinamičke osnove kompresije	5
3.3.1. Određivanje rada usisavanja	6
3.3.2. Određivanje rada istiskivanja	6
3.3.3. Određivanje rada kompresije	6
3.4. Vlažni zrak	8
3.4.1. Karakteristične veličine vlažnog zraka	9
3.4.1.1. Sadržaj vlage x	9
3.4.1.2. Relativna vlažnost zraka	9
3.4.1.3. Specifična entalpija vlažnog zraka	10
3.4.1.4. h_{l+x} , x – dijagram za vlažni zrak	10
3.4.2. Kompresija vlažnog zraka:	11
4. REALNI KOMPRESOR	12
4.1. Razlike između realnog i idealnog kompresora	12
4.2. Volumetrijski gubici kompresora	12
4.2.1. Volumetrijski stupanj djelovanja zbog štetnog prostora	13
4.2.2. Volumetrijski stupanj usisavanja	13
4.2.3. Volumetrijski stupanj djelovanja zbog izmjene topline	15
4.2.4. Volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja	15
4.2.5. Ukupni volumetrijski stupanj djelovanja	15
4.3. Provjera temperature tlačnog voda	16
5. TLAČNI SPREMNIK ZA ZRAK	17
6. REGULACIJA RADA KOMPRESORA	18
7. PRORAČUN OSNOVNIH DIMENZIJA KOMPRESORA	20
7.1. Vrijednosti korištene u proračunu	20
7.2. Ukupni volumetrijski gubici kompresora	21
7.3. Osnovne dimenzije kompresora	22

8. PRORAČUN TEORIJSKE SNAGE ELEKTROMOTORA.....	23
8.1. Snaga potrebna za kompresiju.....	23
8.2. Snaga ekspanzije.....	24
8.3. Teorijska snaga elektromotora	24
9. PRORAČUN TLAČNOG SPREMNIKA ZA ZRAK	25
9.1. Volumen tlačnog spremnika.....	25
9.2. Provjera intermitencije ukapčanja elektromotora.....	26
9.3. Odabir materijala tlačnog spremnika.....	28
9.4. Proračun čvrstoće plašta.....	28
9.5. Proračun podnica	31
9.5.1. Određivanje debljine stijenke kalote.....	32
9.5.2. Određivanje debljine stijenke torusa.....	32
9.6. Količina kondenzirane vlage u spremniku.....	33
10. ZAKLJUČAK.....	35
PRILOZI	36
LITERATURA.....	38

POPIS SLIKA

Slika 1.	Glavni dijelovi kompresora	1
Slika 2.	Prikaz rada idealnog kompresora u $p - V$ dijagramu	3
Slika 3.	Kvalitativni prikaz $p - T$ dijagrama	8
Slika 4.	Kvalitativni prikaz $h_{1+x} - x$ dijagrama	10
Slika 5.	Kvalitativan prikaz utjecaja ukupnog tlaka na liniju zasićenja	11
Slika 6.	Utjecaj omjera kompresije na usisani volumen	14
Slika 7.	Prikaz radnog ciklusa kompresora sa i bez utjecaja samoradnih ventila	14
Slika 8.	Shema regulacije dobave izvrštavanjem iz pogona	18
Slika 9.	Promjena tlaka u tlačnom spremniku u ovisnosti o vremenu	19
Slika 10.	Duboka podnica	31

POPIS TABLICA

Tablica 1. Sastav zraka	4
Tablica 2. Termodinamička svojstva zraka	4
Tablica 3. Kritična i trojna točka vode	8
Tablica 4. Svojstva čelika SPH 235	28

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

- 1 Jednostupanjski kompresor za zrak

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
p_1	Pa	tlak usisnog voda
T_1	K	temperatura usisnog voda
p_2	Pa	tlak tlačnog voda
T_2	K	temperatura tlačnog voda
D	m	promjer cilindra
s	m	stapaj
W	J	rad
y_w	kmol/kmol	molni (količinski) udio
R	J/kgK	plinska konstanta
x_d	kg/kg	sadržaj vlage u nezasićenom stanju
x_s	kg/kg	sadržaj vlage u zasićenom stanju
p_s	Pa	tlak zasićenja
H	J	entalpija
h_{1+x}	J/kg	specifična entalpija vlažnog zraka
q_{vd}	m ³ /s	dobava kompresora
V_d	m ³	volumen dobavljenog zraka u jednom ciklusu
V_s	m ³	stapajni volumen
V_0	m ³	volumen štetnog prostora
V_{us}	m ³	usisani volumen
p_{us}	Pa	tlak usisavanja
p_{is}	Pa	tlak istiskivanja
n_{ko}	-	eksponent politrope kompresije
n_{ek}	-	eksponent politrope ekspanzije
i	-	broj cilindara
V_k	m ³	volumen komprimiranog plina
n	s ⁻¹	brzina vrtnje
P_E	W	snaga ekspanzije
P_K	W	snaga kompresije
P_{EM}	W	teorijska snaga elektromotora
T_{TS}	K	temperatura tlačnog spremnika
V_{TS}	m ³	volumen tlačnog spremnika
Δp_2	Pa	razlika maksimalnog i minimalnog tlaka u spremniku
q_{mD}	kg/s	maseni protok dobavne struje zraka
q_{mP}	kg/s	maseni protok zraka za potrošnju
R_k	m	radijus kalote
R_t	m	radijus torusa
D_k	m	promjer torusa
s_k	m	debljina stijenke kalote
s_t	m	debljina stijenke torusa
$q_{mD\ sz}$	kg/s	maseni protok suhog zraka u struji dobavnog zraka
q_{mw}	kg/s	maseni vlage u struji dobavnog zraka
p	Pa	proračunski tlak

D_v	m	vanjski promjer plašta spremnika
K	N/m^2	proračunska čvrstoća
S	-	faktor sigurnosti
c_1	m	dodatak koji uzima u obzir smanjenje debljine stijenke
c_2	m	dodatak na koroziju i trošenje
s_e	m	debljina stijenke plašta spremnika
D_u	m	unutarnji promjer plašta spremnika
d_p	m	vanjski promjer priključka

Grčke oznake

φ	-	relativna vlažnost zraka
λ_q	-	volumetrijski stupanj djelovanja zbog izmjene topline
λ_h	-	volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja
λ_u	-	volumetrijski stupanj usisavanja
λ	-	volumetrijski stupanj djelovanja
ε_0	-	udio štetnog prostora
ψ	-	kompresijski omjer
τ_0	s	vrijeme punjenje spremnika
τ_i	s	vrijeme isključenosti
τ_u	s	vrijeme uključenosti
ν	-	koeficijent zavarenog spoja
ν	s^{-1}	intermitencija ukapčanja
ν_{\max}	s^{-1}	maksimalna intermitencija ukapčanja
γ	-	omjer potrošnje i dobave plina
ξ	-	značajka cilindra

SAŽETAK

U radu je dan kratak pregled termodinamičkih vrijednosti i pojmova vezanih uz kompresiju zraka. Također je dan osvrt na dva bitna načina razmatranja zraka u termodinamici: zrak kao idealni plin i kao vlažni zrak.

Glavni dijelovi te princip rada prikazani su na primjeru idealnog kompresora, tj. uz zanemarenje gubitaka prilikom rada.

Razmatranjem realnog kompresora dan je uvid u najutjecajnije pojave koje uzrokuju gubitke te način njihovog numeričkog određivanja i utjecaja na dobavu kompresora.

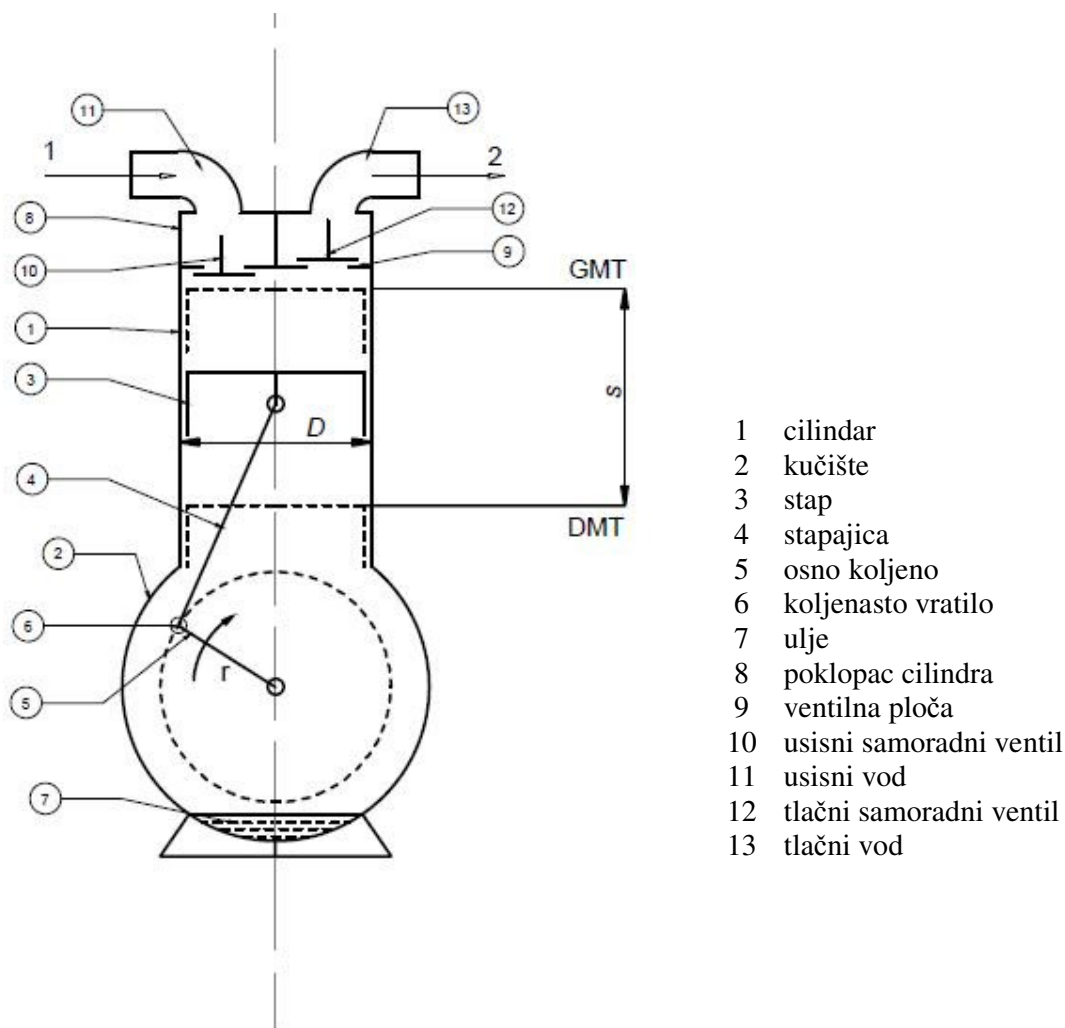
Kratkim osvrtom na tlačnu opremu dane su glavne smjernice pri proračunu čvrstoće tlačnog spremnika za zrak. Vezano uz spremnik opisan je i način regulacije rada kompresora prema uvjetima u spremniku.

Uz definirane vrijednost i izraze u teorijskom dijelu rada provodi se proračun osnovnih dimenzija kompresora, teorijske snage elektromotora, tlačnog spremnika za zrak na tlak i količine kondenzirane vlage.

1. UVOD: GLAVNI DIJELOVI I OSNOVNI POJMOVI VEZANI UZ KOMPRESOR S OSCILIRAJUĆIM STAPOM

Kompresori s oscilirajućim stapom će se skraćeno nazivati stapni kompersori. Iako se među stapne kompresore ubrajaju svi kompresori koji koriste neki oblik stapa za kompresiju, oni dobivaju zasebna imena na temelju svojih karakteristika: kompresori s rotirajućim stapom se nazivaju rotornim kompresorima, itd.

Danas najčešći oblik kompresora su stapni kompresori zbog svoje jednostavnosti i dugih godina razvijanja. Glavni dijelovi i osnovni pojmovi vezni uz kompresor dani su uz shematski prikaz kompresora na slici 1.

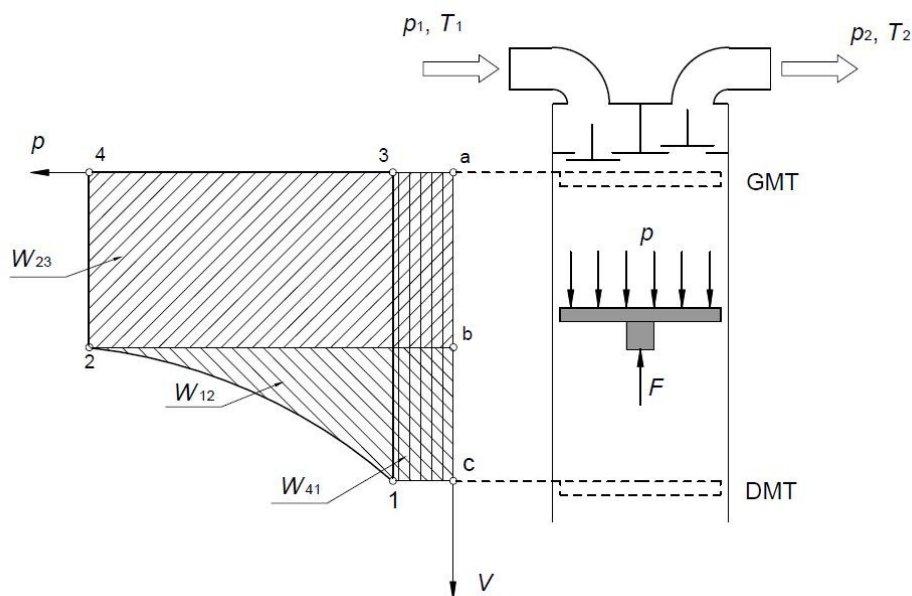


Slika 1. Glavni dijelovi kompresora

Cilindar kompresora i kućište čine vanjske dijelove kompresora u kojima su smješteni glavni dijelovi zaslužni za kompresiju. Unutar cilindra se nalazi stap koji se kreće između gornje i donje mrtve točke, označene s GMT i DMT. Gornja mrtva točka označava položaj kada je stap najbliži ventilnoj ploči, dok donja mrtva točka označava najudaljeniji položaj. U spomenutoj ventilnoj ploči se nalaze samoradni ventili koji osiguravaju kompresiju u protočnom sustavu. Usisni samoradni ventil sješten je na kraju usisnog voda, dok je na početku tlačnog voda smješten tlačni samoradni ventil. Na kraju cilindra nalazi se poklopac cilindra. Stapajica povezuje stap i osno koljeno koljenastog vratila te pretvara rotaciju koljenastog vratila u translaciju stapa. Koljenasto vratilo je smješteno u kućištu kompresora zajedno s uljem za podmazivanje.

Udaljenost između gornje i donje mrtve točke naziva se stapaj s i stap prolazi tu udaljenost dva puta za vrijeme trajanja jednog ciklusa, tj. za vrijeme jednog okreta koljenastog vratila. Stapaj je konstrukcijska veličina koja iznosom odgovara $s = 2r$, gdje r označava radijus kružnice koje opisuje koljeno vratila pri rotaciji. Iz stapaja proizlazi i stapajni volumen kompresora V_s , tj. volumen između GMT i DMT. O stapajnom volumenu ovisi dobava kompresora, a je on definiran preko osnovnih dimenzija kompresora: stapaja s i promjer cilindra D .

2. PRINCIP RADA NA PRIMJERU IDEALNOG KOMPRESORA



Slika 2. Prikaz rada idealnog kompresora u p – V dijagramu

Neka se stap nalazi u gornjoj mrtvoj točki, tj. uz samu ventilnu ploču tako da između njih nema plina, $V_4 = 0$. Okretanjem koljenastog vratila, preko osnog koljena i stapajice dolazi do linearnog gibanja stapa prema dolje, otvaranja usisnog ventila, ulaska zraka kroz usisni vod i punjenja cilindra zrakom stanja p_1, T_1 . Punjenje traje do donje mrtve točke u kojoj je volumen cilindra na maksimalnoj vrijednosti V_1 . Daljnjim zakretanjem koljenastog vratila, stap se kreće gibati prema gore, povećavajući tlak u cilindru. Zbog povećanja tlaka na tlak veći od onog u usisnom vodu, zatvara se usisni ventil i započinje komprimiranje zraka. Komprimiranje traje sve dok se u cilindru ne postigne tlak koji vlada u tlačnom vodu p_2 , pri kojem se otvara tlačni ventil (točka 2). Daljnjim gibanjem stapa do gornje mrtve točke, istiskuje se sav komprimirani zrak, dolazi do zatvaranja tlačnog ventila i završetka ciklusa (točka 3).

3. TERMODINAMIČKE OSNOVE

3.1. Termodinamička svojstva zraka

Zbog svoje neogarničene količine, zrak je uz vodu najkorišteniji medij u procesnoj industriji. Po sastavu je mješavina idealnih plinova. Idealni plinovi predstavljaju skup homogenih razrijeđenih tvari, kod kojih je razmak među njihovim molekulama mnogo veći od njihove slobodne putanje, pa se djelovanje međumolekularnih sila može zanemariti [1]. Sastav zraka varira konstantno, ovisno o lokaciji na Zemlji, visini, utjecaju čovjeka, ... Iako sastav varira, varijacije su dovoljno male da se prosječni sastav zraka može uzeti s dovoljnom točnošću. Prosječni sastav suhog zraka prikazan je u tablici.

Tablica 1. Sastav zraka, prema [2]

Plin	Volumni udio (%)
Dušik	78.1
Kisik	20.93
Argon	0.9325
Ugljikov dioksid	0.03

Volumni udio vlage pri površini zemlje može varirati od 1 - 4%, dok se u tragovima mogu naći i neon, helij, vodik, ...

Kako dušik i kisik čine 99,03% zraka, zbog pojednostavljenja, uz dovoljnu točnost, zrak se smatra smjesom dušika, volumnog udjela 79% i kisika, volumnog udjela 21%. Važnija svojstva zraka dana su u tablici:

Tablica 2. Termodinamička svojstva zraka, prema [3]

Molarna masa	28,96 kg/kmol
Plinska konstanta	287,1 J/kg K
Vrelište (pri tlaku 1,01325 bar)	-194 °C
Temperatura u kritičnoj točki	-140, 7 °C
Tlak u kritičnoj točki	37,66 bar

Zbog niskih temperatura vrelišta i kritične točke, te zbog visokog tlaka u kritičnoj točki sa sigurnošću možemo proces kompresije zraka promatrati koristeći jednadžbe za idealne plinove.

3.2. Idealni plinovi

3.2.1. Jednadžba stanja idealnog plina

Toplinsko stanje homogenih tvari određeno je dvjema veličinama stanja. To možemo napisati kao eksplicitnu funkcijsku vezu između jedne veličine stanja i preostalih dviju:

$$p = p(v, T)$$

$$v = v(p, T)$$

$$T = T(p, v)$$

ili u implicitnom obliku:

$$F(p, v, T) = 0.$$

do tražene jednadžbe se dolazi na temelju Gay Lussacovog zakona i Boyle i Mariotteovog zakona.

- jednadžba stanja idealnog plina:

$$pV = mRT \quad (1)$$

- diferencijalni oblik jednadžbe:

$$pdV + Vdp = mRdT + RTdm \quad (2)$$

3.2.2. Jednadžba politrope

Sve ravnotežne promjene stanja idealnih plinova i njihovih mješavina ubrajamo u opću skupinu politropskih promjena stanja. Jednadžba politrope izvedena je iz jednadžbe stanja idealnog plina i I. glavnog stavka termodinamike.

Jednadžba politrope:

$$pV^n = konst \quad (3)$$

Diferencijalni oblik jednadžbe:

$$npV^{n-1}dV + V^n dp = 0 \quad (4)$$

3.3. Termodinamičke osnove kompresije

Za radni ciklus opisan u 2., nužno je utrošiti određenu količinu rada, jer se plin sa stanja p_1 , T_1 , podiže na stanje više energetske razine p_2 , T_2 , gdje je $p_2 > p_1$ i $T_2 > T_1$. Rad obavlja sila F koja djeluje s vanjske strane stapa. Njoj se suprotstavlja sila tlaka plina u cilindru, koja djeluje na unutrašnju stranu stapa na cijeloj njegovoj površini A :

$$F = pA.$$

Za elementarni pomak stapa, obavljen je rad:

$$dW = Fds = pAd s \quad (5)$$

Uz jednakost

$$AdS = dV$$

iz jednačbe (5) slijedi

$$dW = pdV.$$

Integracijom dobivene jednačbe od stanja 1 do stanja 2 dobiva se izraz:

$$W = \int_{V_1}^{V_2} pdV \quad (6)$$

Dobiven je poznati izraz za mehanički rad, koji se u $p - V$ dijagramu prikazuje kao površina ispod određene linije promjene stanja.

3.3.1. Određivanje rada usisavanja

Prilikom usisavanja zraka u cilindar mijenjaju se volumen i masa plina od vrijednosti $V_4 = 0$ i $m_4 = 0$ do vrijednosti V_1 i m_1 , dok se vrijednosti tlaka i temperature ne mijenjaju: $dp = 0$ i $dT = 0$.

Uvrštavanjem $dp = 0$ i $dT = 0$ u jednačbu (2) dobiva se jednačba:

$$p_1 dV = RT_1 dm.$$

Njenim uvrštavanjem u (6), integriranjem od stanja 4 do 1 uz $V_4 = 0$ i $m_4 = 0$:

$$W_{1-4} = RT_1 m_1.$$

Zamjenom desne strane jednačbe prema (1), izraz za rad istiskivanja prelazi u oblik:

$$W_{4-1} = p_1 V_1 \quad (7)$$

Na slici 2 prikazan je površinom omeđenom točkama a-c-1-4.

3.3.2. Određivanje rada istiskivanja

Analogno radu usisavanja dobiva se izraz za rad istiskivanja. U cilindru se mijenjaju volumen i masa plina od vrijednosti V_2 i m_2 do vrijednosti $V_3 = 0$ i $m_3 = 0$, dok se tlak i temperatura ne mijenjaju: $dp = dT = 0$.

$$W_{2-3} = -p_2 V_2 \quad (8)$$

Na slici 2 prikazan je površinom omeđenom točkama a-b-2-3.

3.3.3. Određivanje rada kompresije

Kompresija plina je promjena stanja u zatvorenom sustavu gdje se plinu konstantne mase ($dm = 0$) mijenjaju tlak, volumen i temperatura uz izmjenu topline s okolinom. Ta se promjena stanja opisuje jednačbom politrope, čiji eksponent n ovisi o brzini izmjene topline.

Dijeljenjem jednačbe (5) s V^{n-1} dobiva se:

$$-npdV = Vdn$$

Uvrštavanjem u (2), koristeći $dm = 0$ i nakon sređivanja:

$$pdV = -\frac{mR}{n-1}dT$$

Kada se taj izraz uvrsti u (6), dobiva se:

$$W_{1-2} = -\frac{mR}{n-1} \int_1^2 dT.$$

Nakon integracije i sređivanja dobiva se izraz za rad kompresije:

$$W_{1-2} = -\frac{mR}{n-1} T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

Kako su kod kompresora tlakovi usisnog i tlačnog voda poznati, koristeći jednadžbu (1) te poznati izraz iz termodinamike, prema [1]

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (9)$$

dobiva se izraz za rad politrope, tj. rad kopresije u ovome slučaju:

$$W_{1-2} = -\frac{p_1 V_1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (10)$$

Kod otvorenih sustava, rad kompresije se izražava kao tehnički rad, prema [1]:

$$W_{\text{teh}} = n \cdot W_{1-2}$$

Korištenjem tog izraza uz (9) dobivamo često korištenu jednadžbu:

$$W_{\text{teh}} = -n \cdot \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (11)$$

3.4. Vlažni zrak

Iako je volumni udio vode u zraku zanemarivo mali pri promatranju zraka kao idealnog plina, njena količina u određenim područjima tehnike ima veliku važnost. Zrak se promatra kao binarna smjesa suhog zraka i vlage i naziva se vlažni zrak. Suhi zrak označava ranije opisanu mješavinu idealnih plinova koji ne mijenjaju agregatno stanje, dok vlaga označava vodu, koja u zraku može egzistirati u sva tri agregatna stanja, ovisno o količini vlage u zraku, temperaturi i tlaku smjese.

Kada vlaga egzistira u plinovitom stanju u zraku, tj. u stanju pregrijane pare, smjesu razmatramo kao mješavinu dva idealna plina. Prema Daltonovom zakonu, ukupni tlak smjese jednak je zbroju parcijalnih tlakova sudionika.

$$p = p_z + p_w \quad (12),$$

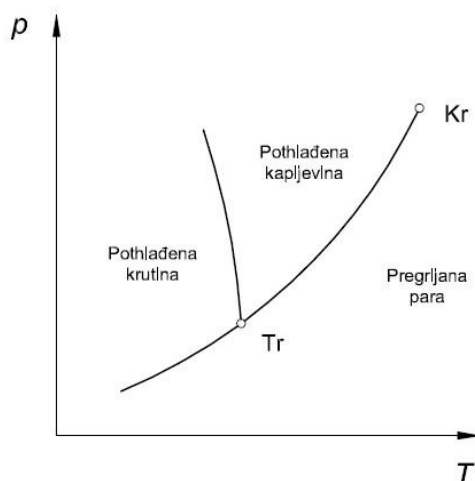
gdje je parcijalni tlak sudionika proporcionalan njegovom molnom udjelu u smjesi

$$p_w = y_w p.$$

Povećavanjem udjela vlage u zraku ili smanjivanjem temperature dolazi do porasta parcijalnog tlaka do vrijednosti tlaka zasićenja. Tlak zasićenja ovisi o temperaturi zasićenja. Ta se ovisnost prikazuje u $p - T$ dijagramu u kojemu su ucrtane linije napetosti koje odvajaju područja agregatnih stanja. Također su ucrtane i kritična **Kr** i trojna točka **Tr**. Kritična točka označava stanje neke tvari iznad koje ne postoji jada granica između parovite i kapljevite faze, dok trojna točka označava stanje u kojem istovremeno egzistiraju sva tri agregatna stanja. Vrijednost tlaka i temperature za vodu u trojnoj i kritičnoj točki dani su u tablici 3.

Tablica 3. Kritična i trojna točka vode, prema [4]

	kritična točka	trojna točka
tlak, bar	221,2 bar	0,006113
temperatura, °C	374,15	0,01



Slika 3. Kvalitativni prikaz $p - T$ dijagrama

U stanju zasićenja, voda se u zraku nalazi u stanju suhozasićene pare i u tome stanju dolazi do promjene agregatnog stanja vode u kapljevito, kruto ili kruto i kapljevito i vlaga se vidljivo izdvaja iz zraka ili u obliku magle ili taloženjem na površinama. Taloženje vlage na površinama može dovesti do značajnih problema vezanih uz koroziju, propadanje građevinskog materijala, smetnji u radu rashladnih sustava, ... Također ta pojava ima i pozitivne primjene u sušenju zraka, klimatizaciji, ...

3.4.1. Karakteristične veličine vlažnog zraka

3.4.1.1. Sadržaj vlage x

Opisuje koliko kilograma vlage ima u vlažnome zraku po kilogramu suhoga zraka

$$x = \frac{m_w}{m_z} \left[\frac{\text{kg}_w}{\text{kg}_{sz}} \right]$$

Koristeći (1), (11) i plinske konstante za zrak i vodenu paru, prema [3]:

$$R_z = 287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$R_w = 461,9 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

izraz prelazi u oblik

$$x = 0,622 \frac{p_w}{p - p_w}$$

Uvode se i indeksi d i s, gdje d označava stanje zraka u nezasićenom području, dok s označava zasićeno stanje

$$x_d = 0,622 \frac{p_d}{p - p_d} ; x_s = 0,622 \frac{p_s}{p - p_s} \quad (13)$$

3.4.1.2. Relativna vlažnost zraka

Predstavlja omjer parcijalnog tlaka vodene pare i tlaka zasićenja za zrak određene temperature

$$\varphi = \frac{p_d(\vartheta)}{p_s(\vartheta)} \quad (14)$$

Relevantna je u nezasićenom području, dok u stanju zasićenja poprima vrijednost

$$\varphi = 1$$

3.4.1.3. Specifična entalpija vlažnog zraka

Označava energiju vlažnoga zraka izraženu po kilogramima suhoga zraka. Dobiva se zbrajanjem entalpija pojedinih komponentata

$$H_{vz} = H_w + H_{sz}$$

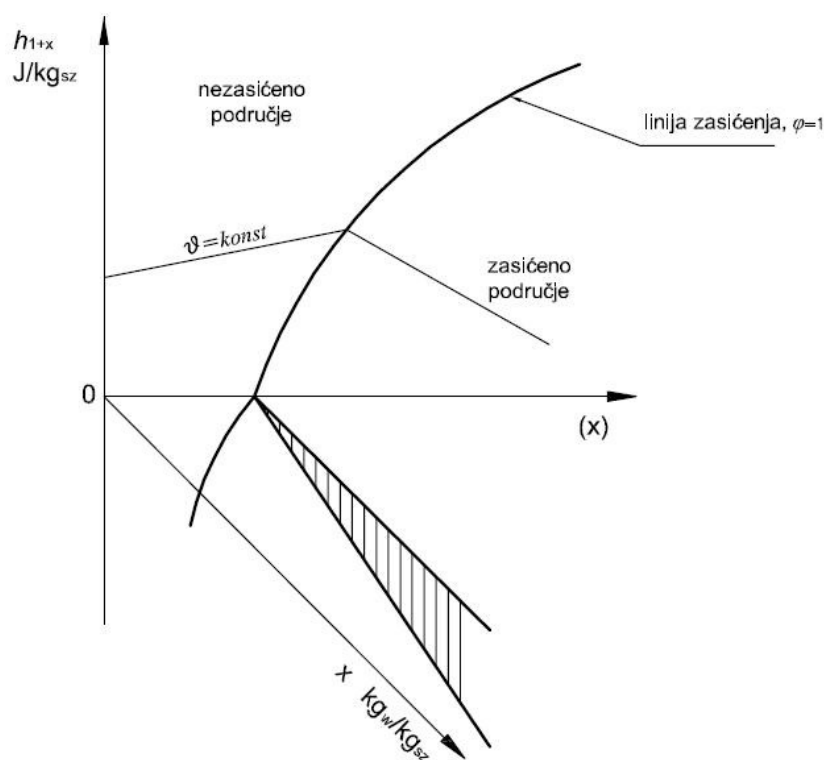
$$H_{vz} = m_w h_w + m_{sz} h_{sz}$$

dijeljenjem jednadžbe s m_{sz} dobivamo izraz

$$h_{1+x} = h_{sz} + x_d h_w \text{ ili } h_{1+x} = h_{sz} + x_s h_w$$

3.4.1.4. h_{1+x} - x - dijagram za vlažni zrak

Konstruirao ga je Mollier 1923. godine. Zbog povećanja prikaza nezasićenog područja, dijagram je zakrenut tako da je izoterma $\vartheta = 0^\circ\text{C}$ preklapa s osi apscisa. Služi za jednostavno očitavanje vrijednosti veličina stanja vlažnog zraka i prikaz promjena stanja

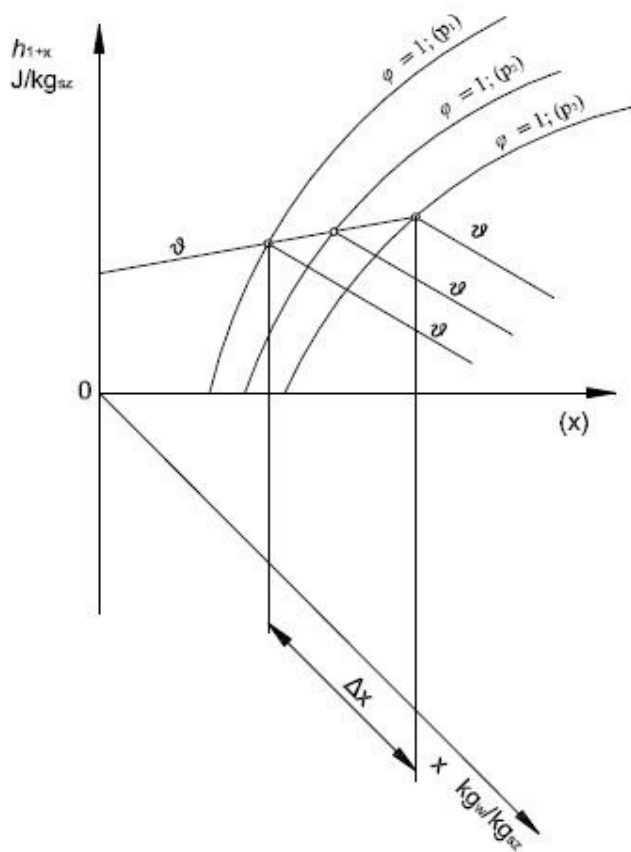


Slika 4. Kvalitativni prikaz h_{1+x} - x dijagrama

3.4.2. Kompresija vlažnog zraka:

Prilikom komprimiranja, raste temperatura i smanjuje se volumen zraka, ali se linije izoterme u nezasićenome području dijagrama ne mijenjaju. Razlog tome je što entalpija idealnih plinova ne ovisi o tlaku, nego samo o temperaturi.

Porastom tlaka, zrak može primiti manje vlage i dolazi do pomicanja linije zasićenja. Komprimiranjem nezasićenog zraka na određeni tlak i hlađenje zraka u spremniku na početnu temperaturu može dovesti do prelaska linije zasićenja i pojave kondenzacije ili zaleđivanja izdvojene vlage. Na slici 5 prikazan je kvalitativni $h_{1+x} - x$ dijagram za ukupne tlakove p_1 , p_2 i p_3 , koji su u odnosu $p_1 > p_2 > p_3$



Slika 5. Kvalitativan prikaz utjecaja ukupnog tlaka na liniju zasićenja

4. REALNI KOMPRESOR

4.1. Razlike između realnog i idealnog kompresora

- štetni prostor kompresora

Realni kompresor nemože istisnuti sav komprimirani plin u tlačni vod. Volumen koji zauzima neistisnuti plin naziva se volumen štetnog prostora V_o . Plin koji je ostao nalazi se pod tlakom i pri pomaku stapa prema donjoj mrtvoj točki plin prvo ekspandira uz smanjenje tlaka do tlaka koji je potreban za otvaranje usisnog ventila.

Tek kada se usisni ventil otvori, započinje usisavanje plina iz usisnog voda.

- zanemaren je utjecaj stijenke cilindra na izmjenu topline pri punjenju i pražnjenju cilindra te prilikom kompresije. Kompresija je razmatrana kao politropska promjena stanja koja toplinu izmjenjuje s okolišem, tj. toplinskim spremnikom konstantne temperature
- zanemaren je pad tlaka prilikom strujanja kroz samoradne ventile i potrebna razlika tlaka za njihovo otvaranje
- pretpostavljeno je idealno brtvljenje cilindra

4.2. Volumetrijski gubici kompresora

Gore navedene razlike utječu na efikasnost kompresora, tj. realni kompresor troši više rada uz manju dobavu od realnog kompresora. Budući da je dobava glavna karakteristika kompresora, svi se gubici svode na računske vrijednosti koje pokazuju koliko utječu na smanjanje dobave. Dobava kompresora se definira kao volumen plina istisnut u tlačni vod pri jednom ciklusu, sveden na stanje usisnog voda [5]

$$q_{vd} = V_d n .$$

Razlika između teorijske maksimalne usisane mase plina m_t , tj. mase plina koja bi ispunila cijeli stapajni volumen V_s i realno dobavljene mase m_d naziva se volumetrijski gubitak. Kako ta veličina nije lako usporediva kod kompresora različitih dobava, uvodi se volumetrijski stupanj djelovanja λ koji je definiran

$$\lambda = \frac{m_d}{m_t} .$$

Koristeći (1) u obliku

$$m = \frac{pV}{RT}$$

za obje mase, volumetrijski stupanj djelovanja se može prevesti u oblik koji više odgovara imenu

$$\lambda = \frac{V_d}{V_s}$$

Kako opisane gubitke uzrokuju gore navedene četiri razlike između realnog i idealnog kompresora, volumetrijski stupanj djelovanja se rasčlanjuje na četiri djela.

4.2.1. Volumetrijski stupanj djelovanja zbog štetnog prostora

Nužnost postojanja štetnog prostora proizlazi iz činjenice da stap u GMT mora biti udaljen od ventilne ploče, ali i same konstrukcije samoradnih ventila. Prilikom konstruiranja kompresora se u obzir uzimaju toplinske dilatacije stapa i stapajice s obzirom na cilindar i kućište, maksimalne moguće zračnosti u ležajevima i mehaničke deformacije koljenastog vratila i stapajice kako bi se odredila minimalna potrebna udaljenost stapa i ventilne ploče i na taj način minimirao štetni prostor (maksimalno 1 % V_s). Na štetni prostor nastao zbog samoradnih ventila nije moguće utjecati. Na slici 6 je prikazan ciklus kompresora s štetnim prostorom u $p - V$ dijagramu. Kod idealnog kompresora je usisani volumen odgovarao volumenu cilindra, dok je kod realnog kompresora zbog ekspanzije taj volumen značajno manji.

Zbog lakšeg uspoređivanja vrijednosti različitih kompresora i kako se veličina štetnog prostora uobičajeno veže uz stapajni volumen, uvodi se pojam udio štetnog prostora:

$$\varepsilon_o = \frac{V_o}{V_s} \quad (15)$$

Volumetrijski stupanj djelovanja zbog štetnog prostora se može izraziti:

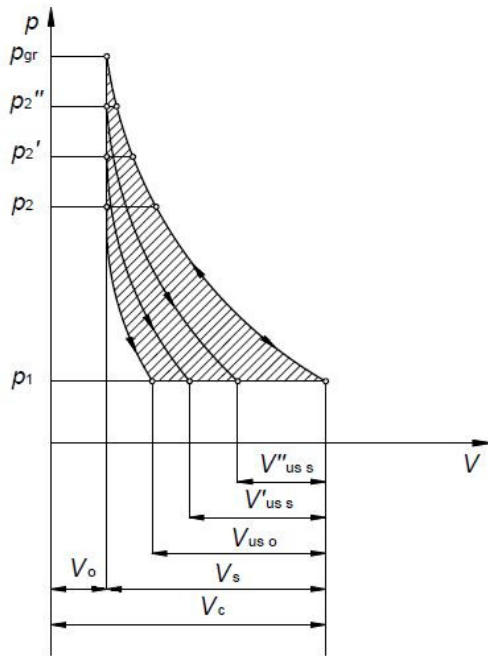
$$\lambda_s = \frac{V_{us o}}{V_s},$$

gdje $V_{us o}$ predstavlja usisani volumen.

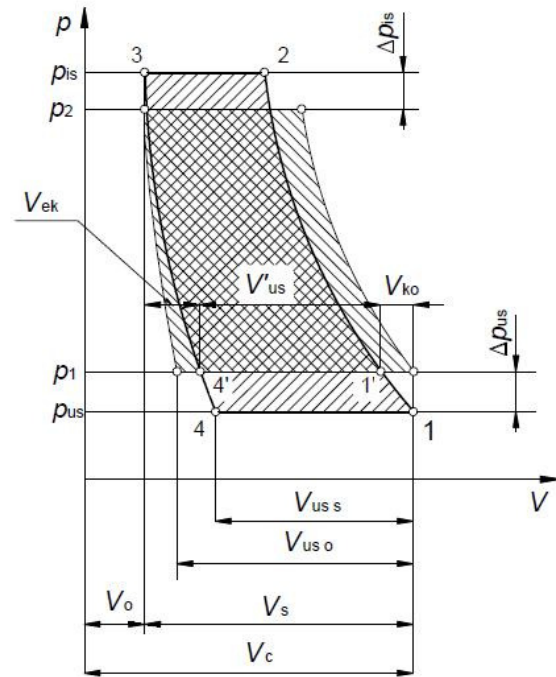
4.2.2. Volumetrijski stupanj usisavanja

Pod volumetrijskim stupnjem usisavanja razmatra se utjecaj samoradnih ventila i štetnog prostora. Otvaranje samoradnog ventila uvjetovano je razlikom tlaka Δp koja je potrebna da bi se svladale inercijske sile pločice ventila te gubici energije nastali strujanjem plina kroz sužene kanale ventila.

Za otvaranje usisnog ventila potrebno je u cilindru ostvariti tlak za Δp_{us} manji od tlaka u usisnom vodu, tj. tlak usisavanja p_{us} , dok je za tlačni ventil potrebno ostvariti u cilindru tlak za Δp_{is} veći od tlaka u tlačnome vodu, tj. tlak p_{is} . Time se omjer kompresije unutar cilindra povisuje, što za posljedicu ima smanjeni usisani volumen, a time i smanjenu dobavu. Utjecaj omjera kompresije na usisani volumen prikazan je na slici 7.



Slika 6. Utjecaj omjera kompresije na usisani volumen



Slika 7. Prikaz radnog ciklusa kompresora sa i bez utjecaja samoradnih ventila

Na slici 8 prikazana je usporedba radnog ciklusa kompresora sa i bez utjecaja samoradnih ventila. Vidljivo je kako je smanjen usisani volumen i kako je porasao potreban tehnički rad za odvijanje procesa.

Izraz za volumetrijski stupanj usisavanja, prema [5]:

$$\lambda_u = \left(\frac{p_{us}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_{ko}}} - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{p_{is}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_{ek}}} - \left(\frac{p_{us}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_{ko}}} \right] \quad (16)$$

4.2.3. Volumetrijski stupanj djelovanja zbog izmjene topline

U realnom kompresuru, toplina prilikom kompresije se izmjenjuje s okolinom posredstvom stijenke cilindra. Kao i sve tvari, stijenka ima određeni toplinski kapacitet koji onemogućava nesmetanu izmjenu topline s okolišem te se zbog visoke temperature plina nakon kompresije i trenja između cilindra i stapa stijenka zagrijava. Kada dolazi do usisavanja, stijenka je toplija od plina u usisnom vodu te ga zagrijava. Također se usisani plin mješa s ekspanziranim plinom iz štetnog prostora koji je također više temperature. Time je plin koji ispunjava cilindar na kraju usisavanja više temperature od plina u usisnom vodu. S porastom temperature raste i gustoća, pa uz isti raspoloživi volumen, u cilindru se nalazi manja masa plina koji se istiskuje u tlačni vod.

Izraz za volumetrijski gubitak zbog izmjene topline prema [5]:

$$\lambda_q = 1 - k(\psi - 1) \quad (17)$$

4.2.4. Volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja

Prilikom kompresije i istiskivanja plina, dio plina se gubi propuštanjem kroz spojeve elemenata. Najveći dio se gubi kroz zazor između stapa i cilindra, gdje zračnost mora biti osigurana kako bi se moglo ostvariti podmazivanje i smanjiti trenje. Također plin izlazi kroz usisne samoradne ventile i ostale brtvljene spojeve. Vrijednost ovoga volumetrijskog gubitka nije moguće egzaktno odraditi, ali kod stapnih kompresora čine vrlo mali udio u ukupnim gubicima. Označava se s λ_h .

4.2.5. Ukupni volumetrijski stupanj djelovanja

Kako je rečeno na početku razmatranja, ukupni volumetrijski stupanj djelovanja se sastoji od gore navedenih dijelova:

$$\lambda = \lambda_u \lambda_q \lambda_h \quad (18)$$

4.3. Provjera temperature tlačnog voda

Zbog opasnosti od zapaljenja i ubrzanog starenja ulja, temperatura plina prilikom istiskivanja mora biti manja od 180 °C. Iako u ovome radu ta temperatura prelazi dopušteni maksimum, ta se činjenica zanemaruje.

Prema jednadžbi (9):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_{is}}{p_{us}} \right)^{\frac{n_{ko}-1}{n_{ko}}}$$

$$T_2 = 300,15 \cdot \left(\frac{6,3 \cdot 10^5}{0,9 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}}$$

$$T_2 = 507,66 \text{ K} = 234,5 \text{ °C}$$

5. TLAČNI SPREMNIK ZA ZRAK

Tlačna oprema podrazumijeva sve aparate i dijelove postrojenja koji se nalaze pod tlakom većim od 0,5 bar. [6]. Samim time predstavljaju potencijalnu opasnost po ljude, okoliš te materijalna dobra i podliježu strogim zakonskim regulativama kako bi se osigurala sigurnost pri radu. Suglasno europskim regulativama, u Hrvatskoj je na snazi Pravilnik o jednostavnim tlačnim posudama, koji obuhvaća posude za koje vrijedi:

- maksimalni radni tlak ne smije biti veći od 30 bara
- umnožak maksimalnog tlaka i volumena posude mora biti manji od 10000 barxl
- čelične posude minimalne radne temperature -50 °C, a maksimalna 300 °C

Posude kod kojih umnožak maksimalnog radnog tlaka i volumena veći od 50 barxl, podliježu dodatnim sigurnosnim zahtjevima navedenima u Dodatku I.

Proračun spremnika na tlak se također mora vršiti prema zakonski odobrenim modelima opisanim u normama. U ovome primjeru, proračun se vrši koristeći:

- HRN M.E2.252 – Proračun podnica izvrnutih unutrašnjem ili vanjskom tlaku
- HRN M.E2.253 – Proračun cilindričnih i kuglastih plašteva izvrnutih djelovanju unutrašnjeg tlaka

Nužno je i odrediti količinu kondenzirane vlage iz zraka unutar spremnika. Kako se nakon komprimiranja zrak hladi na okolišnu temperaturu, prelazi u zasićeno stanje s time da višak vlage kondenzira po hladnijim stijenkama. Iz tog razloga se u najnižoj točki osigurava dodatni prostor za skupljanje kondenzata i adekvatan sustav za njegovo ispuštanje.

6. REGULACIJA RADA KOMPRESORA

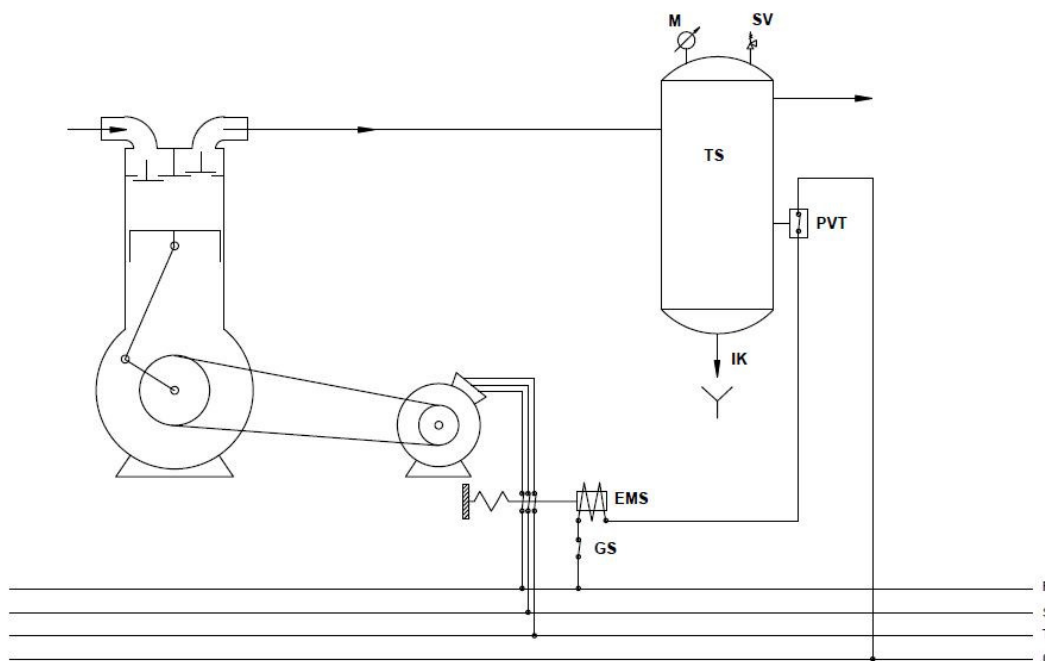
Odabrani način regulacije je izvrštavanjem kompresora iz pogona. Trošila komprimiranog zraka najčešće zahtijevaju konstantnu opskrbu zrakom na neodređeno vrijeme. Kako bi se to osiguralo, nužno uz ovakav način regulacije dolazi i tlačni spremnik za zrak. Shema takve izvedbe s elektromotorom kao pogonskim strojem prikazana je na slici 9. Tlačni spremnik TS opremljen je manometrom M, sigurnosnim ventilom SV, ispustom kondenzata IK te presostatom visokog tlaka PVT. Elektromotor se na mrežu spaja preko elektromagnetne sklopke EMS, koja je spojena u strujni krug zajedno s glavnom sklopkom GS i PVT. Presostat visokog tlaka je osjetnik tlaka koji upravlja radom EMS na temelju razlike tlaka u spremniku

$$\Delta p_2 = p_{2\max} - p_{2\min},$$

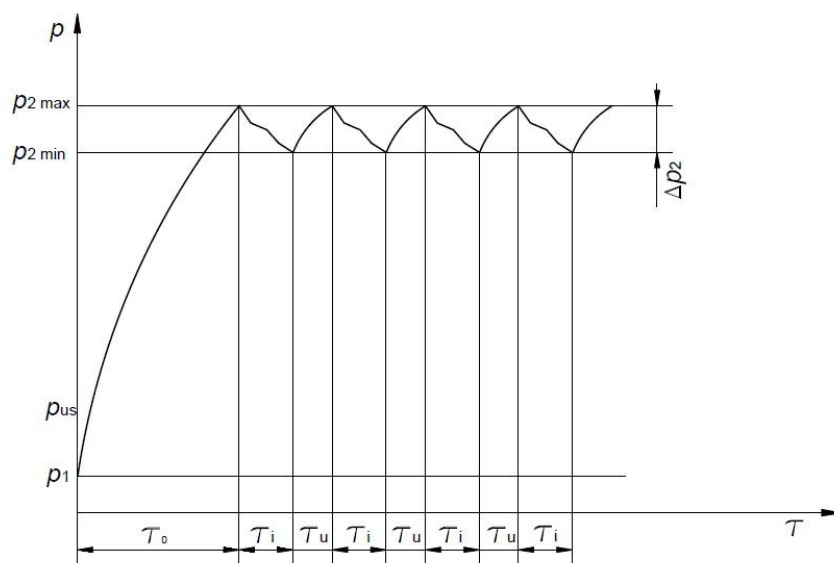
tj. pri tlaku $p_{2\max}$, otvara se sklopka i zaustavlja rad kompresora, dok se pri tlaku $p_{2\min}$ sklopka zatvara i kompresor počinje s radom. Na slici 10 prikazana je promjena tlaka u spremniku u ovisnosti o vremenu. τ_0 označava vrijeme punjenja spremnika dok τ_i i τ_u označavaju vrijeme kada je kompresor isključen, odnosno uključen. Pri regulaciji izvrštavanjem iz pogona važan parametar je učestalost ukapčanja ν koji je definiran izrazom

$$\nu = \frac{1}{\tau_u + \tau_i} \quad (19)$$

Elektromotori pri pokretanju imaju velike struje kratkog spoja u namotima te se namoti zagrijavaju. Prilikom rada, uslijed strujanja zraka, namoti se hlade te je nužno osigurati dovoljno duge periode rada kako namoti nebi pregorili.



Slika 8. Shema regulacije dobave izvrštavanjem iz pogona



Slika 9. Promjena tlaka u tlačnom spremniku u ovisnosti o vremenu

7. PRORAČUN OSNOVNIH DIMENZIJA KOMPRESORA

7.1. Vrijednosti korištene u proračunu

$q_{vD} = 200 \frac{m^3}{h}$	- nazivna dobava
$\frac{p_2}{p_1} = \psi = 6$	- nazivni omjer kompresije
$p_1 = 1 \text{ bar}, \vartheta_1 = 27^\circ \text{C}, \phi_1 = 60 \%$	- stanje zraka na usisu
$\varepsilon_0 = 0,05$	- udio štetnog prostora, prema [5]
$\Delta p_{us} = 0,1 \cdot p_1 = 0,1 \text{ bar}$	- pad tlaka na usisnom ventilu, prema [5]
$\Delta p_{is} = 0,05 \cdot p_2 = 0,3 \text{ bar}$	- pad tlaka na tlačnom ventilu, prema [5]
$n_{ko} = 1,37$	- eksponent politrope kompresije, prema [5]
$n_{ek} = 1,3$	- eksponent politrope ekspanzije, prema [5]
$k = 0,025$	- konstanta, za dvoatmone plinove, prema [5]
$\xi = 0,8$	- geometrijska značajka kompresora, prema [5]
$i = 2$	- broj cilindara

7.2. Ukupni volumetrijski gubici kompresora

Tlak usisavanja:

$$p_{\text{us}} = p_1 - \Delta p_{\text{us}}$$

$$p_{\text{us}} = 1 - 0,1$$

$$p_{\text{us}} = 0,9 \text{ bar}$$

Tlak istiskivanja:

$$p_{\text{is}} = p_2 + \Delta p_{\text{is}}$$

$$p_{\text{is}} = 6 + 0,3$$

$$p_{\text{is}} = 6,3 \text{ bar}$$

Volumetrijski stupanj usisavanja:

- iz jednadžbe (16) slijedi:

$$\lambda_u = \left(\frac{0,9 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,37}} - 0,05 \cdot \left[\left(\frac{6,3 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,3}} - \left(\frac{0,9 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,37}} \right]$$

$$\lambda_u = 0,766$$

Volumetijski stupanj djelovanja zbog izmjene topline:

-iz jednadžbe (17) slijedi:

$$\lambda_q = 1 - 0,025 \cdot (6 - 1)$$

$$\lambda_q = 0,875$$

Volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja, prema [5]:

- za ispravne nove kompresore uzima se:

$$\lambda_h = 0,98$$

Ukupni volumetrijski stupanj djelovanja kompresora:

- iz jednadžbe (18) slijedi:

$$\lambda = 0,766 \cdot 0,875 \cdot 0,98$$

$$\lambda = 0,657$$

7.3. Osnovne dimenzije kompresora

Promjer cilindra kompresora, prema [5]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 q_{vD}}{\pi \xi \lambda n i}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 200}{\pi \cdot 0,8 \cdot 0,657 \cdot 33,3 \cdot 2 \cdot 3600}}$$

$$D = 126 \text{ mm}$$

Odabrani promjer cilindra:

$$D = 130 \text{ mm}$$

Stapaj, prema [5]:

$$s = \xi \cdot D$$

$$s = 0,8 \cdot 130$$

$$s = 104 \text{ mm}$$

8. PRORAČUN TEORIJSKE SNAGE ELEKTROMOTORA

Stapajni volumen:

$$V_s = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot s$$

$$V_s = \frac{0,130^2 \pi}{4} \cdot 104$$

$$V_s = 0,00138 \text{ m}^3 = 1,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Volumen štetnog prostora, prema jednadžbi (14):

$$V_0 = \varepsilon \cdot V_s$$

$$V_0 = 0,05 \cdot 0,00138$$

$$V_0 = 0,000069 \text{ m}^3 = 6,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Volumen komprimiranog plina:

$$V_k = V_0 + V_s$$

$$V_k = 0,000069 + 0,00138$$

$$V_k = 0,00145 \text{ m}^3 = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

8.1. Snaga potrebna za kompresiju

Prema [5], izraz za snagu glasi:

$$P_K = n \cdot W_{teh}$$

Koristeći navedeni izraz za snagu te jednadžbu (11), dobiva se:

$$P_K = n \cdot \frac{n_{ko}}{n_{ko} - 1} \cdot p_{us} \cdot V_k \left[1 - \left(\frac{p_{is}}{p_{us}} \right)^{\frac{n_{ko}-1}{n_{ko}}} \right]$$

$$P_K = 33,3 \cdot \frac{1,37}{1,37-1} \cdot 0,9 \cdot 10^5 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 - \left(\frac{6,3 \cdot 10^5}{0,9 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}} \right]$$

$$P_K = -11,12 \text{ kW}$$

8.2. Snaga ekspanzije

Analogno izrazu za snagu potrebnu za kompresiju dobiva se izraz za snagu ekspanzije:

$$P_E = n \cdot \frac{n_{ek}}{n_{ek} - 1} \cdot p_{is} \cdot V_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{us}}{p_{is}} \right)^{\frac{n_{ek}-1}{n_{ek}}} \right]$$

$$P_E = 33,3 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 6,3 \cdot 10^5 \cdot 6,9 \cdot 10^{-5} \cdot \left[1 - \left(\frac{0,9 \cdot 10^5}{6,3 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right]$$

$$P_E = 2,27 \text{ kW}$$

8.3. Teorijska snaga elektromotora

$$P_{EM} = |P_K + P_E|$$

$$P_{EM} = |-11,12 + 2,27|$$

$$P_{EM} = 8,85 \text{ kW}$$

9. PRORAČUN TLAČNOG SPREMNIKA ZA ZRAK

9.1. Volumen tlačnog spremnika

Vrijednosti korištene u proračunu, prema [5]:

$T_{TS} \cong T_1$ - temperatura zraka u tlačnom spremniku

$\Delta p_2 = 0,6 \text{ bar}$ - promjena tlaka u spremniku

$v_{\max} = 60 \text{ h}^{-1}$ - maksimalna intermitencija ukapčanja

Volumen tlačnog spremnika, [5]:

$$V_{TS} = \frac{1}{4} \cdot \frac{q_{vD}}{v_{\max}} \cdot \frac{p_1}{\Delta p_2} \cdot \frac{T_{TS}}{T_1}$$

$$V_{TS} = \frac{1}{4} \cdot \frac{200}{60} \cdot \frac{1}{0,6}$$

$$V_{TS} = 1,4 \text{ m}^3$$

Provjera uvijeta propisanih u [6]

Radne temperature zadane u projektnim podacima odgovaraju uvijetima. Potrebno je odrediti umnožak maksimalnog tlaka i volumena posude:

$$PS \times V = 6 \cdot 1400 = 8400 \text{ bar} \times \text{l} \leq 10000$$

9.2. Provjera intermitencije ukapčanja elektromotora

Proračun je proveden uz pretpostavku da prilikom punjenja i pražnjenja spremnika, temperatura zraka konstantna i iznosi T_1 .

Masa zraka koja izađe iz spremnika prilikom potrošnje, jednačba (1):

$$\Delta m = \frac{V_{TS} \cdot \Delta p_2}{R \cdot T_1}$$

$$\Delta m = \frac{1,4 \cdot 0,6 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 300,15}$$

$$\Delta m = 0,975 \text{ kg}$$

Maseni protok dobavnog zraka u spremnik, jednačba (1):

$$q_{mD} = \frac{p_1 \cdot q_{vD}}{R \cdot T_1}$$

$$q_{mD} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 200}{3600 \cdot 287,1 \cdot 300,15}$$

$$q_{mD} = 0,0645 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Maseni protok zraka za potrošaće:

Izraz za omjer potrošnje i dobave

$$\gamma = \frac{q_{vP}}{q_{vD}}$$

korištenjem (1), uz navedene pretpostavke prelazi u

$$\gamma = \frac{q_{mP}}{q_{mD}}.$$

Iz toga slijedi traženi maseni protok:

$$q_{mP} = \gamma \cdot q_{mD}$$

$$q_{mP} = 0,8 \cdot 0,0645$$

$$q_{mP} = 0,0516 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Vrijeme rada kompresora pri punoj potrošnji:

Uz ranije navedenu pretpostavku te pretpostavku da se dovedeni stlačeni zrak i zrak za potrošače nalaze na istom tlaku, izraz preuzet iz [5]

$$\Delta V = (q_{vd} - q_{vp}) \tau_u$$

jednostavnim matematičkim operacijama uz korištenje (1):

$$\tau_u = \frac{\Delta m}{q_{mD} - q_{mP}}$$

$$\tau_u = \frac{0,975}{0,0645 - 0,0516}$$

$$\tau_u = 76 \text{ s}$$

Vrijeme u kojemu je kompresor isključen

Jednadžba preuzeta iz [5]

$$\frac{\tau_i}{\tau_u} = \frac{1 - \gamma}{\gamma}$$

jednostavnim matematičkim operacijama prelazi u oblik:

$$\tau_i = \frac{1 - \gamma}{\gamma} \cdot \tau_u$$

$$\tau_i = \frac{1 - 0,8}{0,8} \cdot 76$$

$$\tau_i = 19 \text{ s}$$

Učestalost ukapčanja, jednadžba (19):

$$\nu = \frac{1}{\tau_u + \tau_i}$$

$$\nu = \frac{1}{76 + 19} \cdot 3600$$

$$\nu = 37,89 \text{ h}^{-1} < 60 \text{ h}^{-1}$$

9.3. Odabir materijala tlačnog spremnika

Prema uvjetima koje materijal treba zadovoljiti navedenima u [6], odabire se čelik za tlačne posude SPH 235, sa svojstvima navedenima u tablici 4.

Tablica 4. Svojstva čelika SPH 235, prema [7]

granica tečenja	$R_{p0,2} = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
vlačna čvrstoća	$R_m = 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
istezljivost	$A = 25 \%$
udarni rad loma pri $\vartheta = -20^\circ\text{C}$	$KV = 28 \text{ J}$

9.4. Proračun čvrstoće plašta

Proračun čvrstoće plašta vrši se prema [8]

Vrijednosti korištene u proračunu:

$p = 6 \text{ bar}$ - proračunski tlak

$\nu = 0,85$ - koeficijent valjanosti zavarenog spoja

$D_v = 800 \text{ mm}$ - vanjski promjer cilindričnog dijela plašta

$K = R_{p0,2} = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - proračunska čvrstoća

$S = 1,5$ - stupanj sigurnosti

$c_1 = 0,3 \text{ mm}$ - dodatak koji uzima u obzir smanjenje debljine stijenke

$c_2 = 1 \text{ mm}$ - dodatak na koroziju i trošenje

Potrebna debljina stijenke cilindričnog plašta izvrgunta djelovanju unutarnjeg tlaka:

$$s_e = \frac{D_v \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot \nu + p} + c_1 + c_2$$

$$s_e = \frac{800 \cdot 6}{20 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 6} + 0,3 + 1$$

$$s_e = 3,1 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke:

$$s_e = 4 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer cilindričnog plašta D_u :

$$D_u = D - 2 \cdot s_e$$

$$D_u = 800 - 2 \cdot 4$$

$$D_u = 792 \text{ mm}$$

Uvjet koji treba biti zadovoljen za glatke cilindrične i kuglaste plašteve:

$$\frac{D_v}{D_u} \leq 1,2$$

$$\frac{800}{792} = 1,01 \leq 1,2$$

Proračun potrebne debljine plašta oko najvećeg priključka:

Najveći priključak na plaštu je priključak za tlačni vod DN65, čiji je vanjski promjer priključka

$$d_p = 76,1 \text{ mm}$$

Za određivanje koeficijenta oslabljenja potrebni su:

$$\frac{d_p}{\sqrt{(D_u + s_e - c_1 - c_2) \cdot (s_e - c_1 - c_2)}} = \frac{76,1}{\sqrt{(792 + 4 - 0,5 - 1) \cdot (4 - 0,5 - 1)}} = 1,88 \text{ i}$$

$$\frac{s_s - c_1 - c_2}{s_e - c_1 - c_2} = 0$$

Iz dijagrama se na temelju izračunatih vrijednosti:

$$\nu = 0,525$$

Potrebna debljina stijenke plašta oko izreza:

$$s_e = \frac{D_v \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot \nu + p} + c_1 + c_2$$

$$s_e = \frac{800 \cdot 6}{20 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,525 + 6} + 0,3 + 1$$

$$s_e = 4,2 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke plašta:

$$s_e = 5 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer cilindričnog plašta D_u :

$$D_u = D - 2 \cdot s_e$$

$$D_u = 800 - 2 \cdot 5$$

$$D_u = 790 \text{ mm}$$

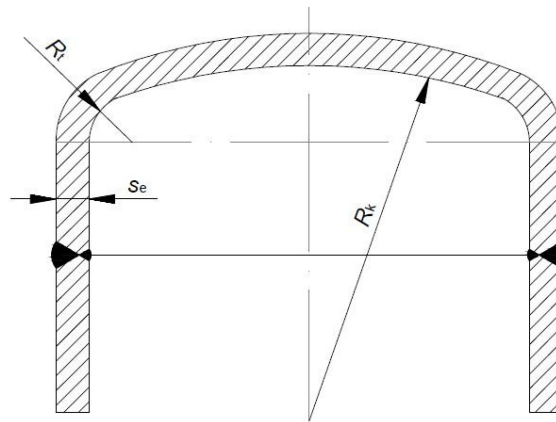
Uvjet koji treba biti zadovoljen za glatke cilindrične i kuglaste plašteve:

$$\frac{D_v}{D_u} \leq 1,2$$

$$\frac{800}{790} = 1,012 \leq 1,2$$

9.5. Proračun podnica

Odabrane su duboke podnice, prikazane na slici 11



Slika 10. Duboka podnica

Radijus kalote:

$$R_k = 0,8 \cdot D_v = 0,8 \cdot 800$$

$$R_k = 640 \text{ mm}$$

Radijus torusa :

$$R_t = 0,154 \cdot D_v = 0,154 \cdot 800$$

$$R_t = 123,2 \text{ mm}$$

Područje primjene dubokih podnica:

$$0,001 \leq \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} \leq 0,1$$

$$0,001 \leq \frac{5 - 0,5 - 1}{800} \leq 0,1$$

$$0,001 \leq 0,0044 \leq 0,1$$

9.5.1. Određivanje debljine stijenke kalote

Kalota je dio podnice koji po geometriji odgovara šupljem kuglinom odsječku pa se proračunava po normi za kuglaste plašteve [8].

Promjer kalote:

$$D_k \cong 2 \cdot R_k$$

$$D_k \cong 2 \cdot 640$$

$$D_k \cong 1280 \text{ mm}$$

Potrebna debljina stijenke kalote:

$$s_k = \frac{D_k \cdot p}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot \nu + p} + c_1 + c_2$$

$$s_k = \frac{1280 \cdot 6}{40 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 6} + 0,5 + 1$$

$$s_k = 2,94 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke kalote:

$$s_k = 3 \text{ mm}$$

9.5.2. Određivanje debljine stijenke torusa

Proračun se vrši prema [9].

Za određivanje koeficijenta β , koriste se:

$$\frac{s_t - c_1 - c_2}{D_v} = \frac{5 - 0,5 - 1}{800} = 0,004 \text{ i}$$

$$\frac{d_{pt}}{D_v} = \frac{0}{800} = 0.$$

Iz dijagrama:

$$\beta = 2,35$$

Debljina stijenke torusa:

$$s_t = \frac{D_v \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot \nu} + c_1 + c_2$$

$$s_t = \frac{800 \cdot 6 \cdot 2,35}{40 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 6} + 0,5 + 1$$

$$s_t = 3,62 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke:

$$s_t = 4 \text{ mm}$$

9.6. Količina kondenzirane vlage u spremniku

$$p_{s1} = 0,03564 \text{ bar} \quad - \text{ tlak zasićenja pri } \vartheta_1 = 27^\circ\text{C}, \text{ prema [3]}$$

Parcijalni tlak vodene pare pri stanju usisnog voda, jednačba (14):

$$p_{d1} = \varphi \cdot p_{s1}$$

$$p_{d1} = 0,6 \cdot 0,03564$$

$$p_{d1} = 0,0214 \text{ bar}$$

Sadržaj vlage pri stanju usisnog voda, prema jednačbi (13):

$$x_{d1} = 0,622 \frac{p_{d1}}{p_1 - p_{d1}}$$

$$x_{d1} = 0,622 \frac{0,0214}{1 - 0,0214}$$

$$x_{d1} = 0,0136 \frac{\text{kg}_w}{\text{kg}_{sz}}$$

Sadržaj vlage zasićenog zraka stanja p_2 , ϑ_1 , (13):

$$x_{s2} = 0,622 \frac{p_{s1}}{p_2 - p_{s1}}$$

$$x_{s2} = 0,622 \frac{0,03564}{6 - 0,03564}$$

$$x_{s2} = 0,00372 \frac{\text{kg}_w}{\text{kg}_{sz}}$$

Maseni protok suhog zraka, prema [4]:

$$q_{mD,SZ} = \frac{q_{mD}}{(1 + x_{d1})}$$

$$q_{mD,SZ} = \frac{0,0645}{(1 + 0,0136)}$$

$$q_{mD,SZ} = 0,0636 \frac{\text{kg}_{sz}}{\text{s}}$$

Količina kondenzirane vlage u spremniku:

$$q_{mw} = q_{mD,SZ} \cdot (x_{d1} - x_{s2})$$

$$q_{mw} = 0,0636 \cdot (0,0136 - 0,00372)$$

$$q_{mw} = 0,00063 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

10. ZAKLJUČAK

Postizanje traženog tlaka u kompresoru za posljedicu ima smanjenje volumena komprimiranog plina uz porast temperature prema zakonu politrope. Kako se pritom zrak podiže na višu energetska razinu, nužno je dovesti energiju kroz granice sustava u obliku rada. Preko elektromotora i stapnog mehanizma kompresora, prenosi se električna energija zraku.

Promjenu tlaka ostvarujemo linearnim gibanjem stapa u cilindru, tj. periodičkim povećavanjem i smanjivanjem radnog volumena u cilindru.

Jednadžbe potrebne za proračun osnovnih dimenzija kompresora proizlazi iz osnovnih zakona termodinamike vezanih uz promjenu stanja idealnih plinova, dok su nazivne vrijednosti određene prema ciljanom području primjene kompresora.

Zbog veće nazivne dobave, odabrana je dvocilindarska izvedba kompresora.

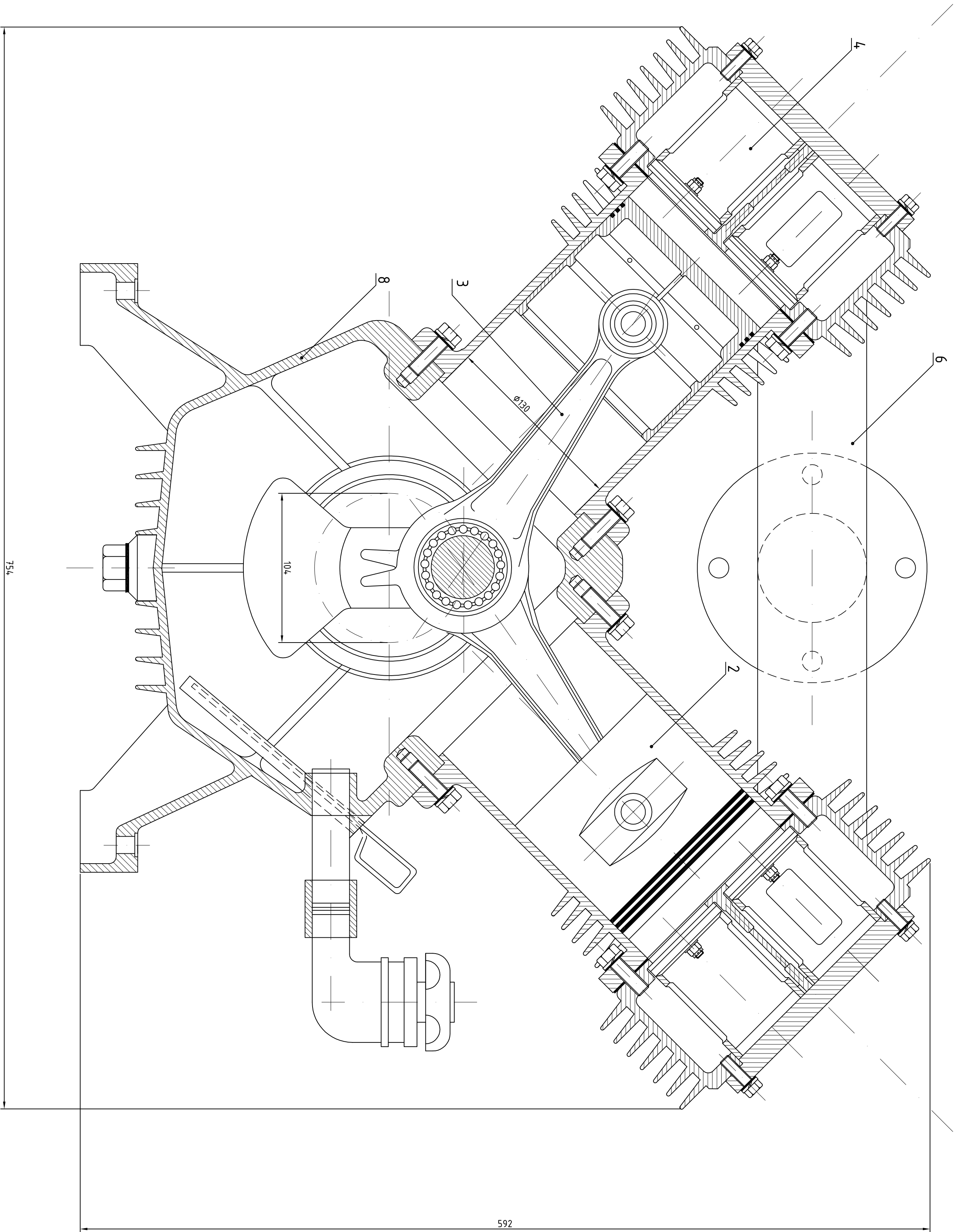
Zbog što boljeg uravnoteženja oscilirajućih masa, tj. što mirnijeg rada odabran je V raspored cilindara.

Važan utjecaj na područje primjene, volumen tlačnog spremnika i odabir elektromotora ima razlika tlaka na diferencijalnom presostatu. Njome je definirana intermitencija ukapčanja elektromotora pri maksimalnoj potrošnji.

Podmazivanje kompresora vrši se prirodnim načinom, tj. raspršivanjem ulja iz kartera u uljnu maglu koja prodiere i popunjava zazore.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

[illegible]

LITERATURA

- [1]. Galović, Antun: Termodinamika I, IV. izdanje, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2008.
- [2]. Recknagel, Hermann; Sprenger, Eberhard; Schramek, Ernst- Rudolf; Čeperković, Zagorka; Čeperković, Stanimir: Grejanje i klimatizacija, Interklima, Vrnjačka Banja, 2005.
- [3]. Halasz, Boris; Galović Antun; Boras Ivanka: Toplinske tablice, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2007.
- [4]. Galović, Antun: Termodinamika II, IV. izdanje, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2007.
- [5]. Andrassy, Mladen: Stapni kompresori, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.
- [6]. Pravilnik o jednostavnim tlačnim posudama, Narodne novine, 2003, br.158
- [7]. Kraut, Bojan: Strojarski priručnik, XI. izdanje, Sajema d.o.o., Zagreb, 2009.
- [8]. HRN M.E2.252, Proračun podnica izvrnutih unutrašnjem ili vanjskom tlaku
- [9]. HRN M.E2.253, Proračun cilindričnih i kuglastih plašteva izvrnutih djelovanju unutrašnjeg tlaka